

冷媒圧縮機における冷媒-油混合物の圧縮特性*
(第1報, 漏れと伝熱のモデル化)福田 充 宏^{*1}, 柳 沢 正^{*1}
清水 孝^{*1}, 鹿 田 達 郎^{*2}Compression Characteristics of Refrigerant-Oil Mixture
in Refrigerant Compressors
(1st Report, Modeling of Leakage and Heat Transfer)Mitsuhiro FUKUTA, Tadashi YANAGISAWA,
Takashi SHIMIZU and Tatsuro SHIKATA

Refrigeration oil is used for lubrication, sealing and cooling in refrigerant compressors, and mixing of the oil with refrigerant has great influences on compression characteristics in the compressors. In the past there were some studies in which the effect of the oil on the compressor performance was analyzed theoretically, but most of them did not discuss well the propriety of the oil treatment in the analysis. In this study, we developed the mathematical compressor model including the effect of the oil on leakage, heat transfer and flow resistance in vane compressors and examined the influence of the ways of treating the oil on the calculated results. When the model employed a quality of two-phase leakage flow equal to that in the compression chamber and a coefficient of heat transfer reflecting thermophysical properties of the oil and the refrigerant, it showed better agreement with experimental results.

Key Words: Compressor, Positive-displacement Fluid Machinery, Refrigeration, Internal Flow, Heat Transfer, Refrigeration Oil, Compression Characteristics

1. 緒 言

冷凍機やヒートポンプ用の冷媒圧縮機では、しゅう動部の潤滑やシール、各部の冷却のために冷凍機油が用いられており、作動流体への冷凍機油の混入が圧縮機内の伝熱、漏れ、圧力損失(流路抵抗)などに対して大きな影響を及ぼす。しかし従来の研究^{(1)~(7)}では、冷媒圧縮機の圧縮特性に対して冷凍機油の影響を無視して解析を行っていたり、あるいは解析は行わずに実験的にのみその影響を調査していた。最近では、漏れや伝熱に対する冷凍機油の影響を簡単な仮定に基づいて解析している研究^{(8)~(12)}もみられるが、その仮定の妥当性や、それが解析結果に与える影響は検討されていない場合が多い。

そこで本研究では、冷凍機油の混入を考慮した計算モデルにおいて漏れや伝熱に対して数種類のモデルを用い、モデルの違いが解析結果に与える影響を検討する。また、ベーン形冷媒圧縮機の圧縮要素を用いて、吸込側やしゅう動部に供給される油量を定量的に変えて測定した圧縮機性能と計算値を比較することによ

て、漏れや伝熱に対するモデル化の妥当性を検討する。

2. 理 論 解 析

図1に本研究に用いたベーン形圧縮機のシリンダ部の概要を示す。ロータ回転角 θ は最小すきまシール部を基準にとり、ロータ中心 O_r とベーン溝前縁端を結ぶロータ半径の回転角度とし、そのベーンに先行した部屋(吸込室、圧縮室または吐出し室)をその回転角に対応した部屋と定める。計算ではシリンダ内の一つの部屋を検査体積として、検査体積内の冷媒と冷凍機油それぞれにエネルギー式を適用することにより、各部屋の圧力や温度の変化を解析する。

2.1 支配方程式 検査体積内の冷媒(質量 M_g , 比エンタルピー h , 圧力 P , 比体積 v_g)に対し、経路 i を通過して検査体積に流出入する冷媒の質量流量(流入を正とする)を G_{gi} , そのエンタルピーを h_i とし、伝熱流(冷媒の吸熱を正とする)として圧縮機部材との交換熱流 Q_c と冷凍機油との交換熱流 Q_o を考慮すれば、エネルギー式と連続の式より次式が得られる⁽¹³⁾。

$$M_g(dh/dt) = \sum_i \{G_{gi}(h_i - h)\} + Q_c + Q_o + M_g v_g (dP/dt) \quad \cdots \cdots (1)$$

* 原稿受付 平成6年6月2日。

*¹ 正員, 静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。*² 静岡大学大学院 [現: 三菱自動車(株)]。

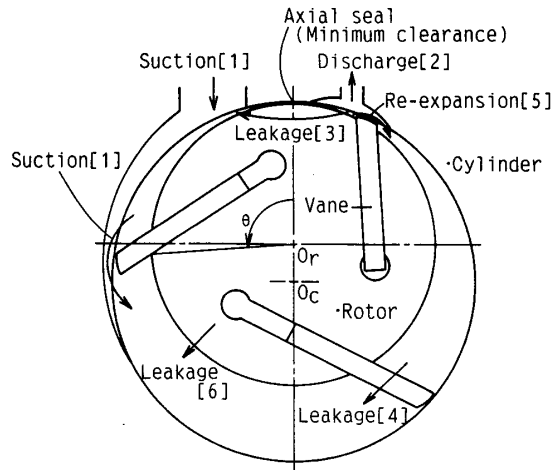


図1 シリンダ部の概要

ここで t は時間、 Σ は検査体積に出入りするすべての経路についての総和を示す。同様に検査体積内の冷凍機油（質量 M_o 、温度 T_o 、比熱 c_o 、比体積 v_o ）に対し、経路 i を通って検査体積に流出する冷凍機油の質量流量を G_{oi} 、その温度を T_{oi} とし、冷媒への放熱流を Q_o とすれば、エネルギー式は次式で表される。

$$M_o c_o (dT_o/dt) = \sum_i G_{oi} c_o (T_{oi} - T_o) - Q_o \quad \dots\dots\dots (2)$$

一方、検査体積に出入りする冷媒および冷凍機油の質量流量と検査体積内の冷媒の比体積の変化は、ロータの回転に伴う検査体積 V の変化と次式によって関係づけられる。ここで冷凍機油の比体積の変化は冷媒のそれに比べて非常に小さく、次式において無視している。

$$dV/dt = v_g \sum_i G_{gi} + M_g (dv_g/dt) + v_o \sum_i G_{oi} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式(1)～(3)において、冷媒の比エンタルピーと比体積は温度と圧力の関数であり、それらの時間微分は従来得られている適当な相関式⁽¹⁴⁾を用いて次式で表される。

$$dh/dt = f(dT_g/dt, dP/dt, T_g, P) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$dv_g/dt = g(dT_g/dt, dP/dt, T_g, P) \quad \dots\dots\dots (5)$$

上式を式(1)～(3)に代入して整理すれば、 P 、 T_g 、 T_o についての連立時間微分方程式が得られる。ここで冷媒と油の交換熱流 Q_o を与える必要があるが、冷媒と油の交換熱流を算出するためには、伝熱面積や熱伝達率を与えなければならない⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾。これらの与え方やその妥当性の確認は困難であり、ここでは油の表面積は体積に比べて非常に大きく、冷媒と油の温度は瞬時に熱平衡に達すると仮定する⁽⁹⁾。そこで式(1)

～(3)において $T_g = T_o = T$ とおき、式(1)、(2)より冷媒と油の交換熱流 Q_o を消去すれば、圧力 P 、温度 T についての連立時間微分方程式となり、ルンゲ・クッタ法を用いて適当な初期値のもとで収束計算をすることができる。

2.2 冷媒および冷凍機油の質量流量 今回の解析では検査体積に出入りする冷媒および冷凍機油の流れとして、図1における吸込部[1]および吐出し部[2]を通る流れ、最小すきまシール部[3]および隣接圧縮室間[4]における漏れ流れ、吐出しポート部での圧縮ガスの再膨張[5]、そして吐出し側油だめよりロータ端面しゅう動部に供給され、そこから吸込室や圧縮室内に漏れ込む油[6]を考慮する。

上記の流れのうち、ロータ端面しゅう動部に供給される油の漏れ[6]以外の流れは、冷媒ガスに冷凍機油が混入した気液二相流として解析する。このような漏れ流れは油の混入を考慮した見掛けの物性値をもつガス⁽⁸⁾⁽¹⁵⁾として扱われることもあるが、そのような解析はクオリティの著しく低い流体(油主体の流れ)には適用できない。そこで本研究では、該当する流路を摩擦のないノズルとみなし、ノズル途中でクオリティの変化はなく、気液間の滑りや気液間の熱伝達はないと仮定して流量の解析を行う。ここでノズル上流における圧力を P_i 、気体密度を ρ_{gi} 、ノズル出口断面における圧力を P_t 、気体密度を ρ_{gt} とし、油の密度を ρ_o 、気体の断熱変化指数を χ とすれば、クオリティ χ の気液二相流の質量流量 G_t 、および冷媒ガスと冷凍機油の質量流量 G_g 、 G_o は次式で表される。

$$G_t = C \cdot A \times \frac{\left[2 \left\{ \chi \frac{\chi}{\chi-1} \left(\frac{P_i}{\rho_{gi}} - \frac{P_t}{\rho_{gt}} \right) + (1-\chi) \frac{(P_i - P_t)}{\rho_o} \right\} \right]^{0.5}}{\chi/\rho_{gt} + (1-\chi)/\rho_o} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$G_g = \chi G_t \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$G_o = (1-\chi) G_t \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 A は流路断面積、 C は流量係数である。本研究では、吸込みや吐出しポートにおける流量係数は実験によって得られたシリンダ内圧力変化波形に基づいて、また漏れ流路における流量係数は冷媒流量に基づいてそれぞれ一定値を与える。またシリンダ内における冷凍機油中の冷媒溶解度の変化はないとする。

一方、吐出し側油だめよりロータ端面しゅう動部に供給された油は、ロータの両端面(図1、経路[6])を通過してシリンダ内の部屋に漏れ込み、その油からは減圧に伴う冷媒溶解度の変化に対応した冷媒ガスが冷凍機油から放出される⁽¹⁶⁾とする。ロータ端面を通る流れ

はロータ端面とエンドプレートの二円板間における放射状粘性流であり、一つの検査体積に漏れ込む油の流量 G_p は次式で表される。

$$G_p = C \frac{s \cdot h^3 (P_p - P_c)}{6 \cdot R_r \cdot \nu \cdot \ln(R_r/R_p)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで ν は流体の動粘度、 h はロータ端面のすきま高さ、 P_p はエンドプレート上に設けられた油供給溝内の圧力、 P_c は注目した部屋の圧力、 s はその部屋に面するロータ外周長、 R_r 、 R_p はロータ半径と油供給溝の半径である。また C は流量係数で、式(9)から算出される平均流量が実験値と一致するように値を定める。

2・3 熱伝達 シリンダ内の部屋はシリンダ壁、エンドプレート、ロータ、およびベーンで囲まれており、部屋内の流体はそれらの圧縮機部材と熱交換をする。圧縮機部材のうち、固定しているシリンダ壁やエンドプレートは温度分布をもっており、一方回転しているロータやベーンは一樣な温度と考えることができる。そこで本研究では圧縮機部材を温度分布をもつシリンダ壁・エンドプレートと温度一樣なベーン・ロータとに分けて考え、流体と圧縮機部材との熱交換を次式により計算する。

$$Q_c = \alpha \cdot \{A_c(T_c - T) + A_r(T_r - T)\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで α はシリンダ内の平均熱伝達率、 T は注目した部屋内の流体温度である。 A_c はシリンダ壁・エンドプレート部の表面積、 A_r はロータ・ベーン部の表面積であり、それぞれロータ回転角の関数として与える。シリンダ壁・エンドプレート部の温度 T_c は実験から得られたシリンダ壁の温度分布を使用する。ロータ・ベーン部の温度 T_r に関しては諸説があるが、本研究では吐出し温度と吐出しポート付近のシリンダ壁温度との平均を与える。ここで、ロータ・ベーン部から冷媒へ伝わる熱流は定常運転時にはロータ部(ベーン側面、ロータ端面)における損失動力とほぼ等しくなり、ベーン形圧縮機の損失動力の約60~70%(残りはベーン先端、軸受等で発生)となる。結果として計算により得られたロータから冷媒への伝熱流と、実験により得られた損失動力(軸動力からガス圧縮動力を差引いたもの)の割合もほぼ同程度となり、ロータ・ベーン部の温度の設定はほぼ妥当であると考えられる。

3. 実験装置および方法

本研究に用いたベーン形圧縮機において圧縮機外部からシリンダ内に流入する冷凍機油は、吸込冷媒ガスとともに吸込ポートより吸い込まれる冷凍機油と吐出し油だめよりロータ端面しゅう動部に供給される冷凍

機油である。本実験ではこの二つの経路から圧縮機内に流入する冷凍機油流量を明確にするために、圧縮機の外部に油分離器を設け、その油分離器から流量を制御・測定した冷凍機油を吸込ガスに混入したり、ロータ端面しゅう動部へ供給した。実験に用いた圧縮機の概要と実験用冷凍サイクルの概要を図2、3にそれぞれ示す。供試圧縮機では、ロータ端面しゅう動部への冷凍機油の供給が外部からできるように、通常の圧縮機の油分離器を取り外し、代わりに図2に示すような補助プレート(6)を取付けてある。実験用冷凍サイクルは、圧縮機、油分離器、二重管式凝縮器、手動膨張弁、二重管式蒸発器から構成され、冷媒としてHFC134aを、冷凍機油としてPAGを使用した。圧縮機シリンダから吐き出された冷媒と冷凍機油の混合物は圧縮機外部の油分離器に入り、油分離器で冷凍機油が分離される。分離された冷凍機油は、流量を測定された後、絞り弁を通して膨張弁直後において循環冷媒に混入される。同様に、油分離器からロータ端面しゅう

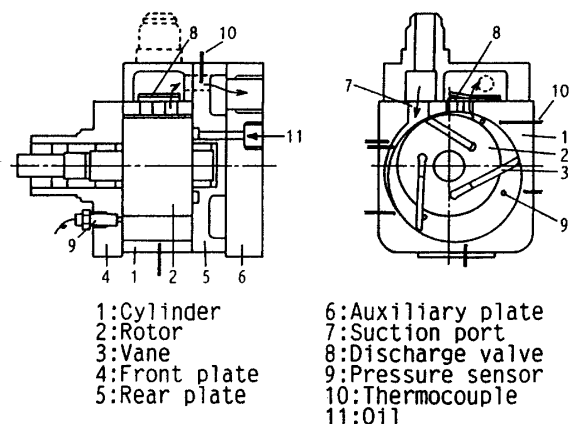


図2 実験用ベーン形圧縮機の概要

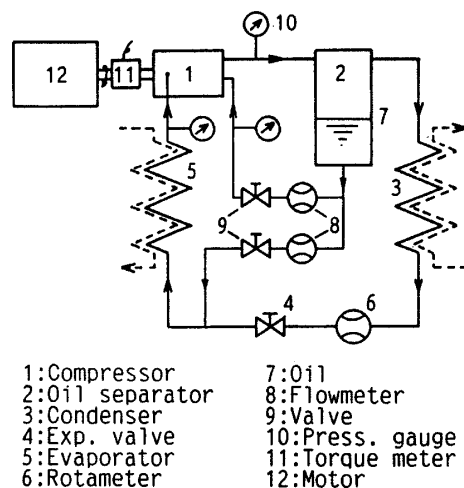


図3 実験用冷凍サイクル

表 1 圧縮機諸元

Cylinder radius	R_o	36.3 mm
Rotor radius	R_r	28.8 mm
Cylinder width	w_v	40.0 mm
Suction volume	V_s	115 cm ³
Refrigerant		HFC134a
Oil		PAG

う動部へ供給される冷凍機油も流量測定後に絞り弁を通して供給される。ただし本研究ではロータ端面しゅう動部への給油管における絞り弁の開度は固定されている。圧縮機はトルクメータを介して接続した可変速電動機によって駆動され、冷媒の流量は浮き子式流量計で測定する。シリンダ内の圧力変化は、フロントプレートに取付けた三つの圧電形圧力変換器により検出する。シリンダ吐出し冷媒の温度は、吐出し弁直後において熱電対で測定し、冷凍機油の温度は油分離器内にたまっている冷凍機油中に熱電対を挿入して測定する。また、吸込室温度は吸込溝の中に挿入した熱電対で測定する。さらにシリンダの内周壁近傍の5点に熱電対を埋め込み、シリンダ壁の温度分布を測定する。実験では吸込絶対圧力を0.297 MPa(蒸発温度0℃相当)、吐出し絶対圧力を1.57 MPa(凝縮温度58℃相当)、吸込冷媒過熱度10℃とし、吸込冷媒に対する冷凍機油混合率を変化させて、定常運転時における冷媒流量、圧縮機軸トルク、および各部の温度を測定する。また圧縮機を送風空冷することにより、圧縮機シリンダ温度を変えて同様の実験を行う。なお、表1に本研究で用いたペーン形圧縮機のおもな諸元を示す。

4. 結果および検討

本報告では実験結果と計算結果との比較に基づき、漏れや伝熱のモデル化の妥当性と解析結果に及ぼす影響を検討する。

4.1 実験結果 まず計算において必要となるシリンダ壁の温度分布を、横軸にシリンダ壁に埋め込んだ熱電対の角度位置をとり、吸込側油混入率をパラメータとして図4に示す。シリンダ温度は吐出しポート付近(1.6π [rad])で高く、そのほかはほぼ一定の値となっている。吸込側の油混入率が増加すると、冷凍機油の冷却作用によってシリンダ壁温度は一様に低下する。

図5に、吸込側の油混入率の変化に対する、吐出し油だめからロータ端面しゅう動部への供給油量の変化を示す。図5では、吸込側の油混入率が増加すると端面しゅう動部に供給される冷凍機油量が増加している。これは吸込側油混入率が増加すると図9に後述す

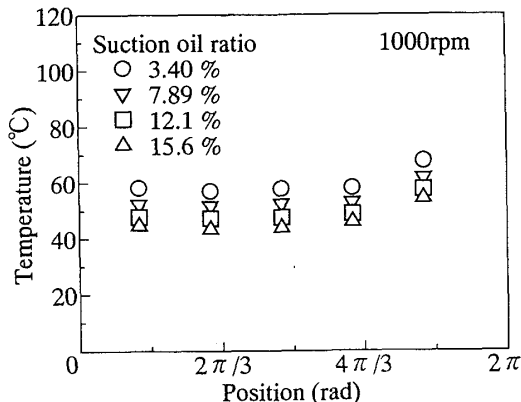


図 4 吸込油混入率に対するシリンダ温度の変化

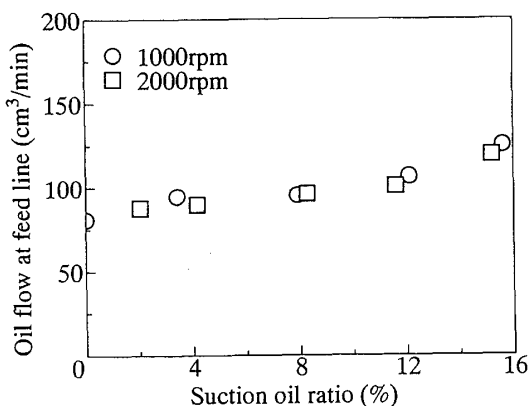


図 5 ロータ端面しゅう動部への供給油量

るように吐出し温度が低下し、冷凍機油に対する冷媒の溶解度が増加して端面しゅう動部を流れる油の粘度が低下するためである。このような現象は、吐出し圧力とシリンダ内圧力の差圧を利用してしゅう動部に給油している冷媒圧縮機の場合には同様の傾向になると考えられ、吸込側油混入率の変化に伴って、吐出し温度だけではなく油の粘度やしゅう動部への供給量も変化するにも注意すべきである。また、図5では回転数が増加してもしゅう動部への供給油量は変化していないが、これは吐出し圧力とシリンダ内圧力の差圧は実験条件により同一であり、吐出し温度(図9に後述)も回転数によってそれほど変化しないためである。本研究では図4、5に示したシリンダ壁温度分布およびロータ端面しゅう動部への供給油量を適当な関数で近似して計算に用いる。

4.2 漏れに対する考察 最小すきまシール部や隣接圧縮室間の漏れ流れは、壁面に付着している冷凍機油のために圧縮室内の平均油混合率よりも高い油混合率の二相流れであると考えられるが、圧縮室内における油の分布や壁面の油膜厚さなど不明の点が多く、漏れを気液二相流として扱っている文献(8)では圧縮室内の平均油混合率を用いて解析している。本研究で

は漏れ流れにおける油混合率の見積もり方を種々変化させて、その取扱いが冷媒圧縮機の圧縮特性の解析結果に及ぼす影響を検討する。

図6に吸込側油混入率を変化させた場合の体積効率の実験値と計算値を示す。ただし計算値は、最小すきまシール部(図1, 経路[3])と隣接圧縮室間(図1, 経路[4])における漏れ流れに対して以下に示す4種類の漏れモデルを用いたものである。ケース1は漏れ流れ中の油混合率を圧縮室内の平均油混合率と等しいとした場合、ケース2は漏れ流れを冷媒ガス単相とした場合である。ケース3とケース4は漏れ流れの油混合率が圧縮室内の平均油混合率より大きいと仮定した場合のものであり、ケース3では漏れ流れ中の油混合率が圧縮室内の平均油混合率の2倍であると仮定した。またケース4では、圧縮室からの吐出しガス中の油混合率が吐出し室内の平均油混合率の1/2であると仮定し、吐出されずに圧縮機内にとどまる(吸込側や下流の圧縮室に漏れる)油量を増加させることによって、圧縮室内の平均油混合率(=漏れ流れの油混合率)が増加するようにした。ここで各計算値は1000rpmで吸込側油混入率が3%のときに実験値とおよそ一致するように漏れ流路の流量係数を与えたものであり、漏れ流量係数はケース1~4に対してそれぞれ $C=0.53, 0.52, 0.55, 0.54$ である。実験で得られた体積効率は、吸込側油混入率が増加するにつれて漏れと吸気加熱が減少するために1000rpmの場合には増加するが、2000rpmの場合にはそれ以上に吸込みの圧力損失が増加するためにやや減少している。1000rpmの場合の実験値とケース1とケース2の計算値を比較すると、圧縮室内の平均油混合率で漏れるとした場合(ケース1)のほうが吸込油混入率の変化に対する体積効率のおよその変化傾向は一致している。漏れをガス単相とした場合(ケース2)にも吸込油混入率の増加に対して体積

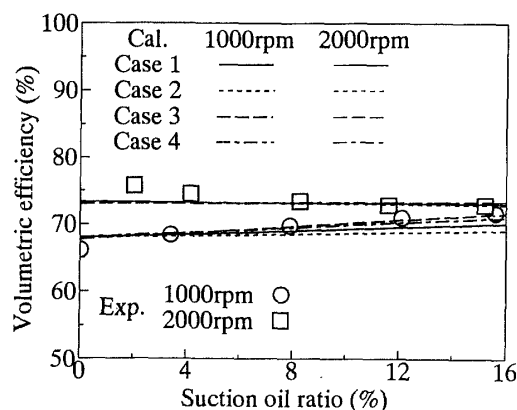


図6 吸込油混入率に対する体積効率の変化

効率の上昇傾向がわずかながらみられるが、これは吸込側から混入される冷凍機油の冷却作用によるものである。一方漏れの油混合率が大きいと仮定した場合のケース3とケース4では、吸込油混入率の変化に対する体積効率の変化が実験値とよく一致している。このように、冷凍機油の混入率に対する相対的な体積効率の変化を検討する場合には二相漏れの解析が必要であり、漏れ部の油混合率が圧縮室内の平均油混合率より多いと想定することによって、より実際の解析が可能となる。なお2000rpmの場合には1000rpmの場合より漏れの影響が少なくなるために、漏れモデルの違いによる体積効率の差は少なくなる。

回転数1000rpm, 吸込側油混入率3%の場合について、ケース1~4の計算モデルに対応して得られたロータ回転角に対するシリンダ内圧力と温度の変化および冷凍機油量の変化を、図7(a), (b)にそれぞれ示す。ここで横軸は図1中に示すベーン溝前縁端の回転角度であり、そのベーンに先行する部屋内の状態を示す。またロータ回転角が負の場合は最小すきまシール部とそれに先行するベーンとにはさまれた吸込室内の状態を示している。図7(a)において、漏れ中の油混合率の見積もり方が変化しても圧力変化はほとんど影響を受けていないが、これは1000rpm, 吸込油混入率3%の条件において体積効率が一致するように流量係数を与えたためである。一方、各モデルによって計算した温度変化を比較すると、漏れ中の油混合率を大きくした場合(ケース3, 4)の吸込状態の室内の温度

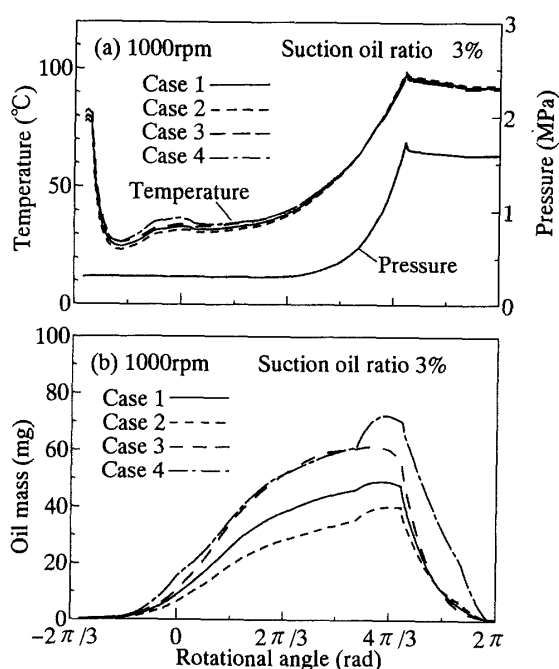


図7 圧縮室内の圧力, 温度, 冷凍機油量

がやや高くなっている。これは漏れ中の冷凍機油の割合が多い場合には高温の冷凍機油が持ち込む熱量が多く、ペーン形圧縮機ではこれが直接吸込室に入るからであり、吸込過程の温度すなわち吸気加熱の影響を検討する場合には二相漏れの解析が必要となる。また漏れ中の油混合率を大きくした場合には、圧縮機から吐出されずにシリンダ内を循環する油が多く計算されるために、図7(b)にみられるように圧縮室内の冷凍機油の割合が多くなっている。

ところで、実際の圧縮機のシリンダ内では冷凍機油が壁面に付着しており、ケース3、4の計算結果のように漏れ中の油混合率やシリンダ内に存在する油量が多いと考えられるが、壁面に付着している油は、今回の解析で仮定したように部屋内の冷媒ガスと完全に熱交換するとは考えがたい。本研究では部屋内の冷媒ガスと冷凍機油が完全に熱交換するという仮定の下で、冷媒-油混合物の圧縮特性の解析に適した計算モデルの構築を目的としており、ケース3とケース4はこの伝熱現象の仮定に対してはふさわしくない。それに対して圧縮室内の平均油混合率で漏れるとしたケース1は、吸込側油混入率の変化に対する体積効率の変化の見積りの精度がケース3やケース4に比べて多少落ちるもののほぼその変化傾向は見積り可能であり、冷媒ガスと冷凍機油が完全に熱交換するという仮定の下では、今回用いた四つのモデルの中では最も好ましいと思われる。

ここで、最小すきまシール部のように壁面に付着した油が集まる場所は油でシールされている可能性もあり⁽⁶⁾、最小すきまシール部における漏れが油単相流であり、漏れた冷凍機油から冷媒ガスが放出されるとして実験値を基に検討してみた。まず、シリンダ内において冷媒ガスが冷凍機油から放出されるが溶解はしないと考えると、漏れによってシリンダ内部を循環している油の冷媒溶解度は低くなるために、多く見積もっても体積効率で2%程度の漏れしか発生しないことになり実験値とつじつまがあわない。また最小すきまシール部で実験結果から予想される漏れ量が発生するためには、仮に圧縮室内において瞬時に飽和溶解度まで再溶解するとした場合でも、吐出し室内の冷凍機油の85%(飽和溶解度まで再溶解しない場合にはそれ以上)が吐き出されずに吸込室側に漏れていく計算となり、吐き出されずに吸込側に漏れる油の割合が多すぎるように思われる。したがって本研究で用いたペーン形圧縮機の最小すきまシール部の漏れを油単相流としてモデル化することは妥当ではなく、実際には吐出し室から吸込室への漏れがロータ端面を通るために、最

小すきま部を通る漏れ流れは冷媒と油の二相流となっていると考えられる。またここで示したような圧縮室内の冷凍機油量や油中の冷媒の溶解度に対する検討について触れている研究例はみられないが、冷凍機油の影響を考慮して冷媒圧縮機内の漏れ現象を検討する場合には、このような面からも検討することが必要である。

4.3 伝熱に対する考察 冷媒圧縮機内の伝熱に関しては従来からいくつかの研究⁽²⁾⁽¹⁰⁾⁽¹²⁾がなされているが、冷凍機油の影響を無視していたり、熱伝達率の与え方などが不明確な場合が多い。本研究ではシリンダ内の平均熱伝達率について実験結果に基づいて検討する。

図8に吸込側油混入率を変化させた場合の吐出し温度の変化を示す。吸込冷媒に混じって低温で吸い込まれる冷凍機油が増加するとその冷却作用によって吐出し温度は大きく低下していく。図8中に示した計算値はケース1の漏れモデルを用い、圧縮室内の平均熱伝達率 α として3種類の値を与えたもので、500 W/(m²·K)の場合に実験値とほぼ一致している。ここでシリンダ内の冷媒の流れをシリンダとロータ間で構成される三日月形流路を流れる流れと考え、伝熱相関式として円管内の乱流熱伝達相関式(Dittus-Boelterの式)⁽¹⁷⁾を用い、代表長さに三日月形流路の平均水力直径、代表速度にロータ周速をとって熱伝達率を見積もってみた。この場合、流体の物性値として圧縮室内の平均温度・圧力における冷媒ガスのものを用いた場合の熱伝達率は約280 W/(m²·K)、冷凍機油のものを用いた場合は約730 W/(m²·K)であり、図8より得られた熱伝達率[500 W/(m²·K)]はほぼ両者の平均となっている。そこで以下の計算では上記の伝熱相関式、代表長さ、代表速度において冷媒ガスの物性値を用いて算出した熱伝達率と冷凍機油の物性値を用いて算出し

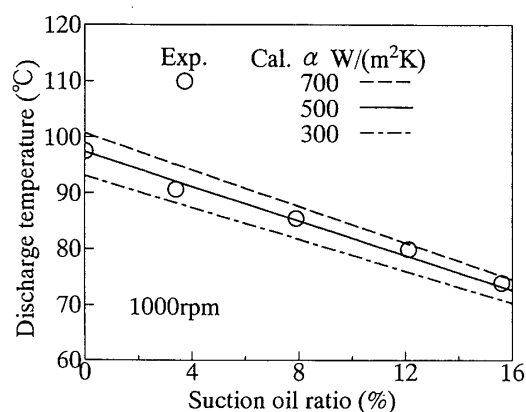


図8 吸込油混入率に対する吐出し温度の変化

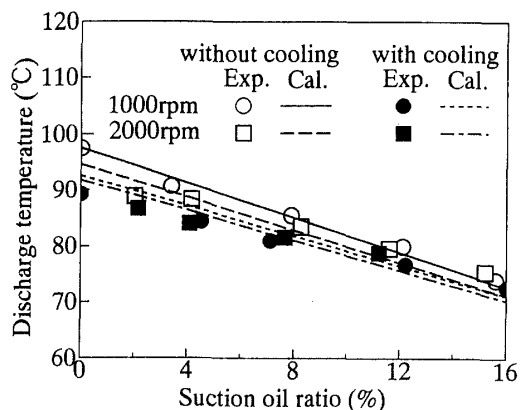


図9 回転数とシリンダ温度が異なる場合の吐出し温度

た熱伝達率の平均値をシリンダ内の平均熱伝達率として与える。

圧縮機の回転数や冷却条件を変化させた場合の吐出し温度の実験値と計算値を図9に示す。図9では、圧縮機を冷却しない場合には1000rpmより2000rpmのほうがやや吐出し温度が低いが、送風空冷した場合には回転数による吐出し温度の差が小さく、また油量が増加するにつれて冷却条件や回転数の影響が小さくなっており、このような傾向は実験値と計算値でおよそ一致している。実験では物性値の異なる冷凍機油を用いた実験を行っていないために、冷凍機油の物性値を用いて算出した熱伝達率をシリンダ内の平均熱伝達率の値に反映させることに対する適否は判断できないが、冷媒圧縮機内の冷媒と部材間の熱伝達が壁面に付着した冷凍機油の影響を強く受けることを考慮すれば、冷凍機油の物性値を熱伝達率の見積りに反映させることも一つの方法であると考えられる。ちなみに代表長さにロータ直径をとり、冷凍機油の物性値を用いた場合の熱伝達率は $610 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ であり、また伝熱相関式として平板における乱流熱伝達相関式(Colburnの式)⁽¹⁸⁾を用い、代表長さに水力直径をとり、冷媒ガスの物性値を用いた場合には $451 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ であった。

5. 結 言

冷凍機油の混入を考慮した計算モデルにおいて、数種類の漏れや伝熱のモデルを用いて解析を行い、ベーン形冷媒圧縮機の圧縮要素を用いて測定した冷媒-油混合物の圧縮特性と比較することにより、以下の結言を得た。

(1) 吸込み冷媒とともに吸い込まれる冷凍機油量が増加するとシリンダ温度や吐出し温度が低下する。

また吐出し温度の低下に伴って、吐出し油だめ内の冷凍機油の冷媒溶解度が増加して油の粘度が低下するために、吐出し油だめから差圧によってしゅう動部へ供給される油量が増加する。

(2) 圧縮室内の漏れを冷媒ガスと冷凍機油の二相としたモデルでは、漏れをガス単相としたモデルに対して圧縮室内に存在する油量が多くなり、吐出し室より漏れ込む冷凍機油の熱的な影響によって吸込室内の温度が上昇する。

(3) 吸込冷媒とともに吸い込まれる冷凍機油量の変化に対する体積効率の変化は、漏れ中の油混合率が圧縮室内の平均油混合率より大きいと想定することによってより実際の解析が可能である。しかし圧縮室内の平均油混合率で漏れるとしたモデルでも体積効率の変化はほぼ予測でき、圧縮室内のガスと油の完全な熱交換を仮定したモデルでは、圧縮室内の平均油混合率で漏れるとしたモデルのほうが好ましい。

(4) 吐出し温度の実験値と計算値を比較することによって見積もった冷媒とシリンダ壁間の平均熱伝達率は、円管内の乱流熱伝達相関式において冷媒ガスの物性値を用いて算出されるものより大きく、本研究の例では冷凍機油の特性値を用いて算出した値との平均値を用いた場合に比較的良好な結果が得られた。

終わりに臨み、本研究の遂行に多大な協力を賜った松下電器(株)コンプレッサー事業部の方々に感謝の意を表す。

文 献

- (1) Stein, R. A., ほか2名, *ASHRAE Trans.*, **71-1**(1965), 192.
- (2) 柳沢・ほか3名, 機論, **49-444**, B(1983), 1762.
- (3) 丸山・ほか2名, 機論, **52-477**, B(1986), 2261.
- (4) 椎林・ほか3名, 冷論, **3-3**(1986), 167.
- (5) 浦新・ほか2名, 冷論, **3-2**(1986), 79.
- (6) 椎林・ほか3名, 機論, **55-512**, B(1989), 1168.
- (7) 椎林・ほか2名, 冷論, **7-2**(1990), 171.
- (8) 藤原・ほか3名, 機論, **51-466**, B(1985), 1816.
- (9) Shibamoto, Y., ほか4名, *Proc. 1990 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1990), 173.
- (10) Stosic, N., ほか3名, *Int. J. Refrig.*, **15-4**(1992), 206.
- (11) Afjei, Th., ほか2名, *Proc. 1992 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1992), 541.
- (12) 末藤・ほか2名, 冷論, **10-2**(1993), 319.
- (13) 福田・ほか2名, 機論, **56-530**, B(1990), 3199.
- (14) 日本冷凍協会編, 冷凍空調便覧(基礎編), (1972), 142, 日本冷凍協会.
- (15) 赤川, 気液二相流, (1974), 172, コロナ社.
- (16) 柳沢・清水, 機論, **52-479**, B(1986), 2581.
- (17) 小林, 移動論, (1973), 161, 朝倉書店.
- (18) 文献(17)の163ページ.